

# COMPARATIVA DE CICLOS DE REFRIGERACIÓN CON COMPRESIÓN POR EYECTOR EN TÉRMINOS DEL COEFICIENTE DE RENDIMIENTO. CARACTERIZACIÓN DEL EYECTOR MEDIANTE EL RATIO DE ENTRADA Y LA EFICIENCIA DE COMPRESIÓN.

EXPÓSITO CARRILLO, José Antonio <sup>(1)</sup>; SÁNCHEZ DE LA FLOR, Francisco José <sup>(1)</sup>

RODRIGUEZ JARA, Enrique Ángel <sup>(1)</sup>; RINCÓN CASADO, Alejandro <sup>(1)</sup>

jose.expositocarrillo@alum.uca.es

<sup>(1)</sup>Universidad de Cádiz, Escuela Superior de Ingeniería, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos

## RESUMEN

La mayor parte de la energía que se consume en el funcionamiento de equipos de refrigeración proviene de combustibles fósiles cuyas reservas se están agotando. El propósito de este artículo es el de mostrar los potenciales beneficios del uso de sistemas de refrigeración con compresión por eyector para mejorar la eficiencia energética de éstos. Los eyectores también presentan otra serie de ventajas respecto a los compresores convencionales como son su bajo coste de fabricación y mantenimiento.

Se ha llevado a cabo una revisión de las posibles configuraciones de ciclos de refrigeración donde se puede aplicar el eyector y se han comparado con un ciclo convencional para las mismas condiciones de trabajo y potencia térmica, así como para distintos refrigerantes de interés (R134a, R1234yf, R600a). Los resultados mostraron mejoras en el coeficiente de rendimiento de hasta un 45%.

El eyector ha sido caracterizado mediante correlaciones su ratio de flujo de entrada y una nueva definición de la eficiencia de compresión. Estas correlaciones han sido obtenidas gracias a un método de análisis cuasi-unidimensional.

Los sistemas de refrigeración han mostrado ser una potencial alternativa a los sistemas convencionales de refrigeración.

**Palabras clave:** refrigeración por eyector, ratio de entrada, eficiencia de compresión, COP.

## 1. Introducción

La mayor parte de la energía consumida en los sistemas de refrigeración proviene de combustibles fósiles cuyas reservas se están agotando. Gran esfuerzo está siendo llevado a cabo por compañías e investigadores con el propósito de reducir la dependencia de estos combustibles mediante el uso de energías renovables o fabricando equipos más eficientes. Una posibilidad para la mejora del Coeficiente de Rendimiento (COP) de los equipos de refrigeración es el uso de calor residual en ciclos de cogeneración. Los ciclos de refrigeración también pueden usar este calor residual en sistemas de absorción o con eyectores como sistema de compresión. Sherif et al. [16] realizaron un estudio comparando sistemas de compresión de vapor mediante eyector con sistemas de absorción, concluyendo que aunque el rendimiento de los sistemas con eyector era aún inferior al de los sistemas de absorción, el más alto coste de estos últimos justifica el uso de eyectores.

Las aplicaciones del eyector a los sistemas de refrigeración están siendo ampliamente estudiadas y en la literatura se pueden encontrar diversas configuraciones de ciclos. Yu et al. [21] propusieron un sistema en dos etapas con un “jet-pump” en la segunda. Este sistema permite la reducción de la presión de salida del primer eyector, y por tanto incrementar el ratio de entrada,  $\beta$ , y su coeficiente de rendimiento, COP. Yu et al. [22] desarrollaron un modelo termodinámico de sistema de refrigeración en auto-cascada para incrementar la presión de entrada al compresor. Se usó una mezcla de refrigerantes R23 y R134a logrando un 19.1% de mejora en el COP.

Otra posibilidad para mejorar la eficiencia de los equipos de refrigeración es la de usar el eyector como sistema de expansión. Expandiendo el fluido en un eyector, el proceso de expansión es más similar a uno isentrópico por lo que la capacidad específica de refrigeración aumenta. Además, gracias al eyector, parte de la energía de la expansión es recuperada en forma de presión lo que reduce el trabajo a realizar por el compresor, [1]. Sumeru et al. [18] realizaron una revisión de los sistemas de expansión por eyector.

El eyector puede ser aplicado incluso a sistemas transcríticos los cuales, como expusieron Chen et al [6], tienen mayor potencial para el uso de energía residual con gradiente de temperatura debido a la mejor adaptación al deslizamiento de la temperatura del refrigerante. En sistemas transcríticos el eyector puede ser usado tanto como sistema de compresión o de expansión. Yari y Sirousazar [20], presentaron estudios teóricos de sistemas de  $\text{CO}_2$ , logrando mejoras en el COP del 22% y 26% respectivamente.

Una de las principales desventajas de los sistemas con eyector es el bajo COP. Con el propósito de superar este problema se han estudiado sistemas combinados de ciclos con eyector y otros tipos de ciclos. Sokolov y Hearshgal [17] propusieron un ciclo con un eyector y un “booster” como etapas de compresión además de un ciclo híbrido.

Dependiendo de la aplicación, los flujos primarios y secundarios del eyector pueden del mismo o de diferente fluido. Buyadgie et al. [5] desarrollaron un método de diseño conceptual para eyectores binarios. Los resultados probaron, de manera teórica, un incremento significativo en el COP respecto a sistemas con un solo refrigerante.

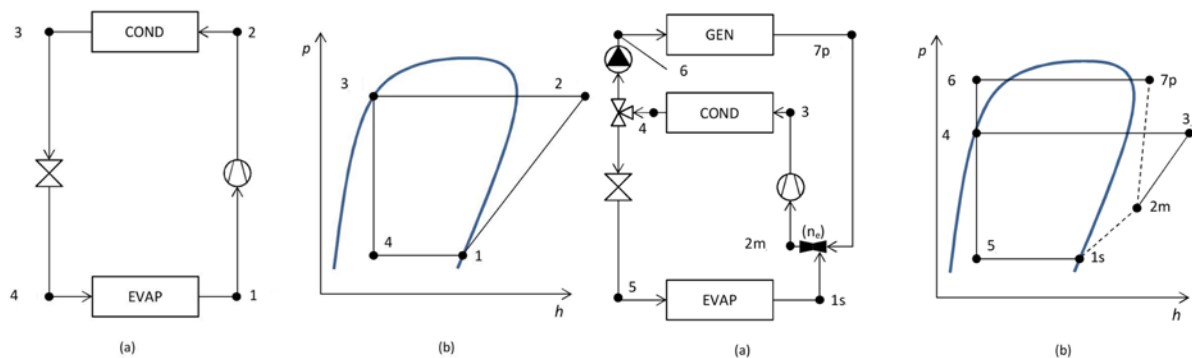
## 2. Principios de funcionamiento y configuraciones de ciclos

El principio de funcionamiento del eyector está basado en la posibilidad de convertir energía de presión de un fluido motriz en energía cinética a través de una tobera convergente-divergente. El eyector está compuesto de una tobera primaria donde el fluido a alta presión es acelerado. Gracias al efecto Venturi, el flujo secundario es arrastrado por el primario en la tobera secundaria. En la región de mezcla ambos flujos entran en contacto, la mezcla es decelerada a través de la zona de sección constante y la presión es incrementada debido a la aparición de una onda de choque y al difusor. El estado de los flujos primario y secundario puede ser gaseoso en ambos o líquido en el primario, lo que se conoce como “jet-pump”.

De acuerdo a [6], las principales ventajas del eyector residen en su fácil construcción e instalación, el poco mantenimiento requerido además de la energía residual recuperada. Por el contrario, las desventajas recaen en su pobre comportamiento fuera del punto de diseño.

Debido a los flujos que tienen lugar en el eyector, se pueden dar tres posibilidades de comportamiento dependiendo de la presión de salida, [15]. La presión crítica,  $p_c$ , se define como la presión de salida por debajo de la cual es constante el ratio entre el flujo secundario y el primario es constante. En esta zona, tanto la tobera primaria como la secundaria se encuentran bloqueadas, por tanto el caudal másico es máximo. A este comportamiento se le denomina “modo crítico”. Por encima de la presión crítica, la tobera secundaria deja de estar bloqueada aunque la primera aun persiste de modo que decrece cuando aumenta  $p_c$ . Si  $p_c$  continúa aumentando la tobera primaria también se desbloquea hasta el punto de que deje de arrastrar flujo secundario.

De acuerdo a la literatura revisada, se proponen siete tipologías de interés además del ciclo convencional de compresión de vapor. Estas tipologías se muestran en las Figuras 1 a 6. La configuración 1, Figura 2, puede ser modificada intercambiando el compresor y el eyector (configuración 2). La configuración 3, Figura 3, puede ser modificada reemplazando el jet-pump de la segunda etapa por otro eyector (configuración 4). El recipiente de líquido en la configuración 6 puede ser reemplazado por un intercambiador permitiendo la posibilidad de usar refrigerantes distintos en



cada ciclo, aunque en este estudio se ha considerado con el mismo refrigerante.

Figura 1: Ciclo de compresión de vapor (Conf 0)

Figura 2: Ciclo híbrido (Conf 1)

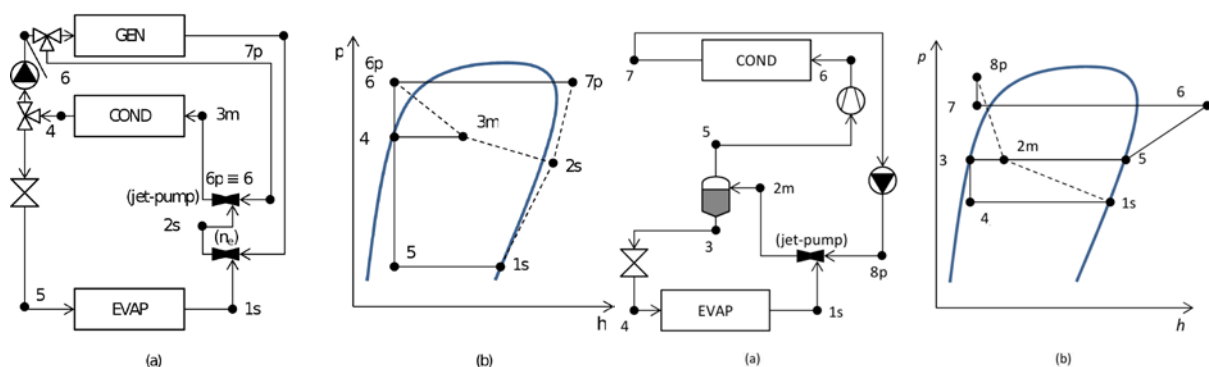


Figura 3: Ciclo multi-etapa (Conf 3)

Figura 4: Ciclo con jet-pump (Conf 5)

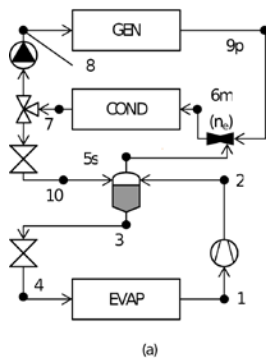


Figura 5: Ciclo híbrido en paralelo (Conf 6)

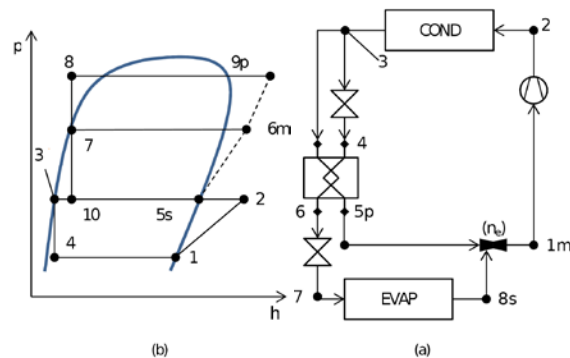


Figura 6: Ciclo en auto-cascada (Conf 8)

### 3. Modelos matemáticos del ciclo y del eyector

En esta sección se describirán las ecuaciones que definen los componentes de los ciclos de refrigeración anteriores haciendo un análisis detallado del modelo cuasi-1D del eyector.

#### 3.1. Ciclo de refrigeración

El calor necesario en el generador de gas puede ser obtenido de una fuente de calor residual en algunos procesos industriales (y que es normalmente devuelto a la atmósfera) o de una fuente renovable como la energía solar. En tales casos, la energía del generador de gas no debe ser tomada en cuenta para calcular el coeficiente de rendimiento (COP) del equipo. Este parámetro, que se define como el ratio entre la potencia frigorífica producida frente a la consumida se define en la siguiente ecuación, donde la potencia consumida se debe al compresor y a la bomba.

#### 3.2. Modelo 1-D de eyector

Una revisión de los modelos encontrados en la literatura se llevará a cabo explicando las diferentes aproximaciones a para resolver las ecuaciones que definen el flujo dentro del eyector. El primer modelo 1-D que describe el flujo a través del eyector fue desarrollado por Keenan et al. [11]. Consta de una tobera primaria y una secundaria terminando en una sección de área constante. Los autores propusieron dos aproximaciones para resolver el flujo. Por un lado, mezcla a presión constante y por otro, mezcla en área constante. Los resultados fueron validados con valores experimentales, mostrando mejor acuerdo el método de área constante para valores de AR mayores que 10. Posteriormente, los mismos autores [12], presentaron un modelo más avanzado. Los resultados mostraron esta vez que el método de presión constante reproducía mejor los resultados experimentales. Los autores sugirieron un método de diseño de eyectores que recae en la resolución de las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía asumiendo el fluido como gas ideal. El principal problema de este modelo era su incapacidad para representar el doble bloqueo explicado en la Sección 2. Munday and Bagster [14] desarrollaron un modelo para solventar este inconveniente. Postularon que el flujo primario sale de la tobera sin mezclarse con el secundario. Entonces el primario induce una sección convergente al secundario de modo que este último se acelera hasta que alcanza condiciones sónicas en una sección denominada garganta hipotética. Después de esta situación la mezcla entre los dos flujos se inicia a presión constante. Huang et al. [9] proporcionó un método para eyectores monofásicos asumiendo el fluido como gas ideal. El principal cambio introducido por los autores es que consideraron que la garganta hipotética se daba en la zona de sección constante y además la mezcla se daba a presión constante. Los resultados mostraron estar en buen acuerdo con los experimentos llevados a cabo con R141b para 11 eyectores. W E Lear et al. [13] desarrollaron un método capaz de trabajar con flujo bifásicos. Los autores describieron las características operativas y la física del flujo bifásico con condensación y ondas de choque debidas al límite de Fabri. García del

Valle et al. [8] propusieron una nueva aproximación para el cálculo de  $\omega$  basada en un procedimiento de perturbación de flujo supersónicos axilsimétricos linearizados.

El modelo de eyector utilizado en este está basado en el de Huang et al. [9]. En lugar de usar un modelo de gas ideal, las propiedades termodinámicas de los refrigerantes se han calculado utilizando CoolProp, una librería de propiedades termo-físicas de código abierto escrita en C++, [3]. El flujo bifásico es tratado como homogéneo y en equilibrio al igual que en [13]. Aunque esta simplificación es ampliamente utilizada en la literatura, existe una falta de fiabilidad en estos modelos por tanto un estudio más detallado debería ser llevado a cabo.

#### 4. Definición del ratio de entrada ( $\omega$ ) y de la eficiencia de compresión ( $\eta$ )

El comportamiento del eyector será definido mediante dos parámetros, éstos son el ratio de entrada  $\omega$ , y la eficiencia de compresión del eyector  $\eta$ .

El ratio de entrada, ampliamente usado en la literatura, se define como el cociente de caudal másico secundario respecto al primario, esto es la cantidad de flujo secundario que se arrastra por unidad de flujo primario.

Generalmente en la literatura, el rendimiento del eyector se evalúa en términos de la energía recuperada por el flujo secundario con respecto a la energía disponible en el flujo primario, [2]. Se propone una nueva forma de evaluar la eficiencia del eyector como el incremento de presión estática conseguido en el flujo secundario respecto al incremento máximo que se podría conseguir si el flujo en el eyector fuera enteramente isoentrópico.

Donde  $S_{\text{total}}$ , es decir, la entropía resultante de un balance entre el flujo primario y el secundario. Existe una doble contribución al incremento de entropía, ésta es incrementada por el proceso de mezcla pero también por la onda de choque. El estudio realizado por Eames et al. [8] muestra que la presión estática permanece constante desde que se inicia la mezcla hasta que se produce la onda de choque mientras que la presión total se intercambia entre el flujo primario y el secundario. A través de la onda de choque la presión total disminuye debido a la fuerte reducción en el número de Mach por tanto el incremento de presión estática no es conseguido totalmente.

#### 5. Validación del modelo

El modelo utilizado ha sido validado con datos experimentales encontrados en la literatura. En el caso de flujo monofásico se utilizan los datos proporcionados por [9]. Se realizó un análisis de sensibilidad de los parámetros de eficiencia del modelo mostrando que deben ser bien establecidos dependiendo del refrigerante y las condiciones de trabajo. Los resultados de la validación se muestran en la Figura 7.

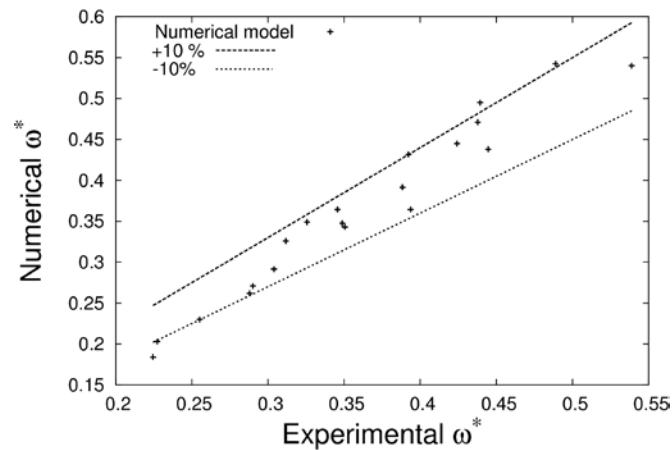


Figura 7: Comparación entre y para validación

## 6. Caso de estudio

La elección de los refrigerantes a utilizar debe estar basada en criterios de rendimiento y medioambientales. Respecto al criterio medioambiental éstos deben tener un bajo GWP y ODP y no deben ser tóxicos ni inflamables, ver ISO 817:2014 [10]. Consideraciones generales sobre refrigerantes en eyector se pueden encontrar en [6] por lo que se omiten en este texto. Bravo et al. [4] también llevaron a cabo una revisión del estado del arte sobre los refrigerantes usados en ciclos con eyector, concluyendo que los que mejor comportamiento mostraron eran R134a, R141b, R142a, R600a y R717. Considerando estos resultados, los refrigerantes propuestos son R134a, R1234yf (similar al primero) y R600a (aunque tiene mayor inflamabilidad). Las condiciones de trabajo en el punto de diseño son , , sub-enfriamiento y sobrecalentamiento de 5°C y pérdidas de presión en los intercambiadores de entre 1 bar para R134a y R1234yf y 0.5 bar para R600a.

En primer lugar se presentarán los resultados del análisis del comportamiento del eyector, los valores de y serán utilizados para comparar las configuraciones de los ciclos. La geometría del eyector, esto es, los diámetros de las toberas primaria y secundaria han sido calculados para una capacidad frigorífica de 5 kW.

## 7. Resultados y discusión

El análisis del comportamiento del eyector, para unas condiciones fuera de las de diseño y una geometría fija, se ha llevado a cabo para temperaturas de saturación del flujo primario variando entre 55°C y 80°C y en el secundario entre -10°C y 25°C. El sobre-calentamiento de los flujos primario y secundario se ha mantenido en 5K y 10K respectivamente, ya que de acuerdo a Wang et al. [19] ambos deben estar por debajo de 20K pero deben ser suficiente para evitar una posible aparición de cambio de fase en el refrigerante. Los resultados han mostrado una relación entre y que siguen la correlación de la siguiente ecuación. Dicha correlación ajusta bien para los valores calculados alcanzando valores de mayores a 0.96, donde y son constantes a determinar en el análisis.

Como se ve en la Figura 8, crece con . Este comportamiento muestra que aunque la entropía del proceso de mezcla pueda aumentar al aumentar la fortaleza de la onda de choque se reduce más ya que el número de Mach antes de la onda de choque cada vez es más cercano a uno. En el peor de los

casos analizados el coeficiente fue de 0.97. La bondad de dicha aproximación se muestra en la Figura 9.

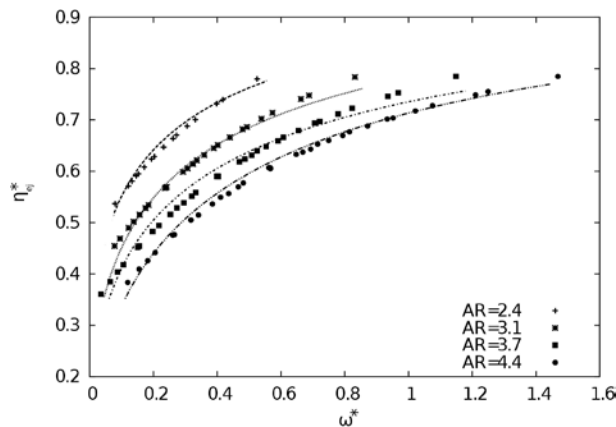


Figura 8: Relación entre  $\eta^*$  y  $\omega^*$  para R134a.

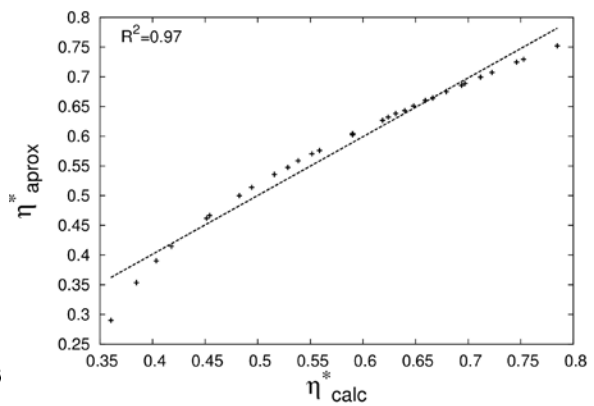
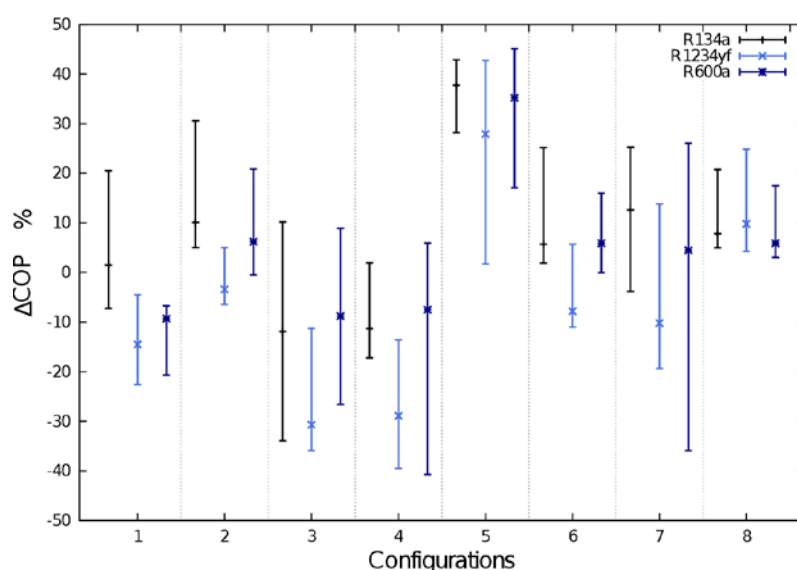


Figura 9: Ajuste de  $\eta^*$

Conviene remarcar que el método de análisis y la correlación establecida entre  $\eta^*$  y  $\omega^*$  es válida únicamente para condiciones críticas de una geometría fija es sometida a distintas condiciones de trabajo. En la zona de doble bloqueo, aunque  $\omega^*$  sea constante  $\eta^*$  disminuye linealmente con  $\omega^*$  como se establece en la Sección 4. Esto se debe al aumento de la fuerza de la onda de choque en la zona de mezclado.

Los ciclos en la Sección 2 han sido comparados para los tres refrigerantes escogidos. Los resultados se muestran en términos de la diferencia del COP respecto al del ciclo de compresión de vapor convencional. La Figura 10 muestra el máximo incremento, el mínimo y la mediana para cada una de las configuraciones. El valor máximo de  $\Delta\text{COP}$  que se ha permitido en las simulaciones es 1. Es importante destacar que para obtener soluciones en la configuración 8, el valor de  $\omega^*$  no podía ser limitado resultando valores demasiado altos (superiores a 6) debido al intercambio de calor y la pre-expansión. En esta configuración, el caudal másico secundario está fijado por la capacidad frigorífica pero, para evaporar el refrigerante desde el punto 5 hasta la entrada del primario (ver Figura 6), hace falta una gran cantidad de flujo másico secundario respecto al primario y por tanto un  $\omega^*$  muy elevado. Esta configuración podría ser apropiada para refrigerantes que trabajen con un elevado ratio



de presiones entre condensación y evaporación.

Figura 10: Comparación de configuraciones de ciclos

Similares resultados cabrían ser esperados para R134a y para R1234yf pero el COP mostrado por el segundo en la configuración 0 es mayor y por tanto el incremento relativo es menor en general. Dependiendo de las condiciones de trabajo se pueden producir mejoras o empeorar el comportamiento del ciclo utilizando el eyector. Para los tres refrigerantes la configuración 5 mostró ser la más ventajosa, las principales razones para esta mejora es el aumento de la capacidad frigorífica específica debido a la expansión en el eyector junto con la disminución del ratio de presiones en el que trabaja el compresor debido a la presión recuperada en el “jet-pump”. Los resultados mostraron que la bomba que aparece en el gráfico de la Figura 6 no es necesaria en la mayoría de los casos o que su incremento de presión es muy bajo, lo cual ayuda también a la mejor del COP. Una importante desventaja que se ha encontrado en todos los casos es que el caudal másico total que interviene en el ciclo aumenta, por tanto refrigerantes con bajo GWP y ODP deben ser utilizados. El incremento puede alcanzar hasta un 5% en las configuración 3 y 4.

Desde un punto de vista constructivo, la configuración 5 podría suponer dificultades en el control del equipo puesto que hay que mantener un nivel de líquido en el recipiente de líquido para alimentar a la válvula y al evaporador, sin embargo en esta configuración no se necesita ni generador de gas ni bomba de refrigerante. Las configuraciones 7 y 8 son también de fácil construcción por lo que son opciones viables para el diseño de equipos de refrigeración con eyector.

## 8. Conclusiones

En este trabajo se ha llevado a cabo el estudio del comportamiento del eyector así como de los ciclos de refrigeración con eyector. Aunque no todas las configuraciones produjeron mejoras, los sistemas con eyector han mostrado ser una potencial alternativa para los sistemas convencionales. Escogiendo apropiadamente las condiciones de trabajo se puede ahorrar una cantidad de energía considerable.

El estudio fuera de diseño mostró que la elección de la geometría adecuada es un paso importante para el correcto funcionamiento del eyector y que ésta debe ser optimizada para las condiciones de trabajo más frecuentes. Dos parámetros han sido usados para caracterizar el comportamiento del eyector dentro del ciclo de refrigeración, previamente utilizado en la literatura revisada y una nueva definición de eficiencia de compresión del eyector. Los resultados mostraron que es una buena forma de caracterizar el comportamiento y gracias a las correlaciones propuestas es fácil simular las condiciones de un ciclo de refrigeración con eyector conociendo únicamente las presiones de trabajo del ciclo.

Las configuraciones que mostraron mejores resultados fueron la 5, 2 y 7. La configuración 8 es igualmente una buena opción que debería ser estudiada en más profundidad para refrigerantes en los que haya más diferencia de presiones entre la condensación y la evaporación. Cuando existe un calor residual de forma gratuita las configuraciones 2, 6 y 7 mostraron mejoras sustanciales.

Los resultados de este estudio deben ser tomados como un análisis cualitativo que ayuda a decidir la configuración de ciclo más favorable según las condiciones de trabajo y el refrigerante para una determinada aplicación. Estudios en más profundidad usando herramientas CFD así como ensayos experimentales deben ser llevados a cabo para proporcionar un método fiable de diseño de equipos de refrigeración con eyector.

## 9. Agradecimientos

Este estudio ha sido parcialmente financiado por el proyecto FEDER INTERCONECTA “Sistemas de climatización eficientes de capacidad variable para autobuses eléctricos”.

## 10. Referencias

- [1] BANASIAK, KRZYSZTOF, AND ARMIN HAFNER. (2011). *1D Computational Model of a Two-Phase {R744} Ejector for Expansion Work Recovery*. International Journal of Thermal Sciences 50 (11): 2235–47. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2011.06.007.



- [2] BANASIAK, KRZYSZTOF, MICHAŁ PALACZ, ARMIN HAFNER, ZBIGNIEW BULIŃSKI, JACEK SMOŁKA, ANDRZEJ J. NOWAK, AND ADAM FIC. (2014). *A CFD-Based Investigation of the Energy Performance of Two-Phase {R744} Ejectors to Recover the Expansion Work in Refrigeration Systems: An Irreversibility Analysis*. International Journal of Refrigeration 40 (0): 328–37. doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.12.002.
- [3] BELL, IAN H., JORRIT WRONSKI, SYLVAIN QUOILIN, AND VINCENT LEMORT. (2014). *Pure and Pseudo-Pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp*. Industrial & Engineering Chemistry Research 53 (6): 2498–2508. doi:10.1021/ie4033999.
- [4] BRAVO, H.E. GONZÁLEZ, R. DORANTES RODRÍGUEZ, J. HERNÁNDEZ GUTIÉRREZ, R. BEST Y BROWN, R. ROMÁN AGUILA, AND H. TERRES PEÑA. (2012). *State of Art of Simple and Hybrid Jet Compression Refrigeration Systems and the Working Fluid Influence*. International Journal of Refrigeration 35 (2): 386–96. doi:10.1016/j.ijrefrig.2011.10.012.
- [5] BUYADGIE, D., O. BYUADGIE, S. ARTEMENKO, A. CHAMCHINE, AND O. DRAKHNIA. (2012). *Conceptual Design of Binary/multicomponent Fluid Ejector Refrigeration Systems*. International Journal of Low Carbon Technologies 72 (2): 120–27.
- [6] CHEN, XIANGJIE, SIDDIG OMER, MARK WORALL, AND SAFFA RIFFAT. (2013). *Recent Developments in Ejector Refrigeration Technologies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 19 (0): 629–51. doi:10.1016/j.rser.2012.11.028.
- [7] DEL VALLE, JAVIER GARCÍA, JOSÉ M. SÁIZ JABARDO, FRANCISCO CASTRO RUIZ, AND JULIO SAN JOSÉ ALONSO. (2012). *A One Dimensional Model for the Determination of an Ejector Entrainment Ratio*. International Journal of Refrigeration 35 (4): 772–84. doi:10.1016/j.ijrefrig.2011.11.020.
- [8] EAMES, IAN W. (2002). *A New Prescription for the Design of Supersonic Jet-Pumps: The Constant Rate of Momentum Change Method*. Applied Thermal Engineering 22 (2): 121–31. doi:10.1016/S1359-4311(01)00079-5.
- [9] HUANG, B.J., J.M. CHANG, C.P. WANG, AND V.A. PETRENKO. (1999). *A 1-D Analysis of Ejector Performance*. International Journal of Refrigeration 22 (5): 354–64. doi:10.1016/S0140-7007(99)00004-3.
- [10] ISO/TC 86/SC. 2014. *ISO 817:2014. Refrigerants — Designation and Safety Classification*. ISO 817:2014. ISO/TC 86/SC 8.
- [11] KEENAN, J. H, AND E. P. NEUMAN. (1942). *A Simple Air Ejector*. Journal of Applied Mechanics 64: 75–84. doi:10.1016/S0140-7007(99)00004-3.
- [12] KEENAN, J. H, AND E. P. NEUMAN. (1950). *An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment*. Journal of Applied Mechanics 72. doi:10.1016/S0140-7007(99)00004-3.
- [13] LEAR, W E; PARKER G M; SHERIF S A. (2002). *Analysis of Two-Phase Ejectors with Fabri Choking*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers – Part C 216 (5): 607.

- [14] MUNDAY, J, AND D BAGSTER. (1977). *A New Ejector Theory Applied to Steamjet Refrigeration*. Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development 16: 442–51. doi:10.1016/j.rser.2012.08.007.
- [15] PIANTHONG, K., W. SEEHANAM, M. BEHNIA, SRIVEERAKUL T., AND S. APHORN RATANA. (2007). *Investigation and Improvement of Ejector Refrigeration System Using Computational Fluid Dynamics Technique*. Energy Conversion and Management 48 (9): 2556–64. doi:10.1016/j.enconman.2007.03.021.
- [16] SHERIF, S., GOWSAMI, D., MATHUR, G., IYER, S., DAVANGERE, B., NATARAJAN, S., COLACINO, F., (1998) *A feasibility study of steam-jet refrigeration*. International Journal of Energy Research 22 (15), 1323–1336,
- [17] SOKOLOV, M., AND D. HERSHGAL. (1990). *Enhanced Ejector Refrigeration Cycles Powered by Low Grade Heat. Part I. Systems Characterization*. International Journal of Refrigeration 13 (6): 351–56. doi:10.1016/0140-7007(90)90023-P.
- [18] SUMERU, K., H. NASUTION, AND F.N. ANI. (2012). *A Review on Two-Phase Ejector as an Expansion Device in Vapor Compression Refrigeration Cycle*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 16 (7): 4927–37. doi:10.1016/j.rser.2012.04.058.
- [19] WANG, XIAODONG, JINGLIANG DONG, AO LI, HONGJIAN LEI, AND JIYUAN TU. (2014). *Numerical Study of Primary Steam Superheating Effects on Steam Ejector Flow and Its Pumping Performance*. Energy 78 (0): 205–11. doi:10.1016/j.energy.2014.10.004.
- [20] Yari, M., and M. Sirousazar. (2008). *Cycle Improvements to Ejector-Expansion Transcritical CO<sub>2</sub> Two-Stage Refrigeration Cycle*. International Journal of Energy Research 32 (7): 677–87. doi:10.1002/er.1385.
- [21] YU, JIANLIN, HUA CHEN, YUNFENG REN, AND YANZHONG LI. (2006). *A New Ejector Refrigeration System with an Additional Jet Pump*. Applied Thermal Engineering 26 (2–3): 312–19. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.04.018.
- [22] YU, JIANLIN, HUA ZHAO, AND YANZHONG LI. (2008). *Application of an Ejector in Autocascade Refrigeration Cycle for the Performance Improvement*. International Journal of Refrigeration 31 (2): 279–86. doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.05.008.